

ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПАКТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК С ПЕРЕМЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПО ДЛИНЕ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Глушков Т.Д.

*Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского,
ЦАГИ, ул. Жуковского, 1, Жуковский, Московская область, 140180, Россия
e-mail: dianno@bk.ru*

Статья поступила в редакцию 16.01.2020

Рассмотрены осевые вентиляторы, имеющие распределение циркуляции по длине лопаток, при котором поток за рабочим колесом закручивается по закону твердого тела. Показано, что распределение кинематических параметров потока за такими вентиляторами позволяет значительно повысить эффективность работы выходных элементов компактных вентиляторных установок с экраном и существенно улучшает их общие аэродинамические характеристики. Выполнен аэродинамический расчет рабочего колеса, изготовлена опытная модель, выполнены ее экспериментальные исследования. Полученные результаты отразили основные положения, принятые при аэродинамическом проектировании опытной вентиляторной установки.

Ключевые слова: осевой вентилятор, компактная компоновка, рабочее колесо, осерадиальный диффузор, переменная циркуляция.

Введение

Наиболее высокий уровень аэродинамического совершенства вентиляторных установок воздухоперемещающих систем достигается за счет установки за осевыми вентиляторами длинных диффузоров с малыми углами расширения [1–3]. На практике все чаще приходится сталкиваться с плотными компоновками технических отсеков, в которых установка громоздких воздухопроводов не представляется возможной. В результате требования к расходно-напорным характеристикам вентиляторной установки остаются высокими, при этом приходится отказываться от традиционных схем, которые могут их обеспечить [4].

Примером таких компоновок являются системы охлаждения и подъемные комплексы аппаратов на воздушной подушке, в которых за осевым вентилятором располагается плоская преграда значительных размеров (экран, воздухопровод, радиаторы).

Результаты наиболее актуальных работ по изучению аэродинамического взаимодействия кольцевого закрученного потока за рабочим колесом осевого вентилятора с круглым экраном (рис. 1) описаны в работах [5–8].

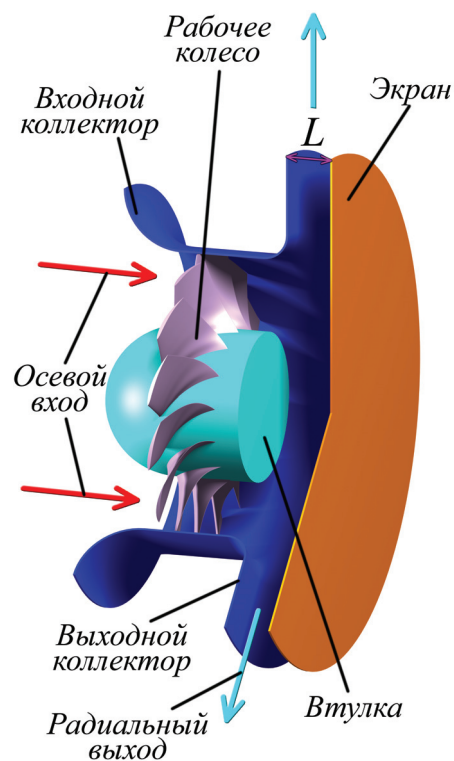


Рис. 1. Компактная вентиляторная установка с осевым рабочим колесом и осерадиальным диффузором, образованным выходным коллектором и экраном

В [9] вводится коэффициент полных потерь в осерадиальном диффузоре в соответствии с формулой:

$$\zeta_{\Pi} = \frac{\Psi - \Psi_{s3}}{\Psi_d} = \frac{\Psi_s + \Phi_d - \Psi_{s3}}{\Psi_d} = 1 - \frac{\Psi_{s3} - \Psi_s}{\Psi_d}, \quad (1)$$

где Ψ, Ψ_s — коэффициенты полного и статического давления вентилятора со свободным выходом потока; Ψ_{s3} — коэффициент статического давления вентиляторной установки с экраном; Ψ_d — коэффициент полного динамического давления за рабочим колесом вентилятора, определяемый как сумма коэффициентов динамического давления, определенных по осевой составляющей скорости потока Φ_a и тангенциальной составляющей \bar{c}_{2u} :

$$\Psi_d = \Psi_{\omega} + \Phi_a^2. \quad (2)$$

Как показали эти исследования, эффективность такой вентиляторной установки может быть значительно улучшена за счет использования эффекта повышения статического давления, за счет натекания кольцевой закрученной струи на плоский экран [5]. Интенсивность закрутки обычно характеризуется числом Россби $Ro = \frac{M}{Kr}$, оп-

ределяемым как отношение потока момента количества движения M к произведению потока импульса в осевом направлении K на радиус струи r [9]. Основными параметрами, определяющими полную потерю давления ζ_{Π} в осерадиальном диффузоре, являются: относительное расстояние

до экрана $\bar{L} = \frac{L_{\text{экp}}}{D_k}$ и параметр $S_1 = \frac{1}{Ro}$, обрат-

ный критерию Россби (рис. 2).

Для вентилятора, лопаточные венцы которого рассчитаны по закону постоянной по радиусу циркуляции [1, 2], параметр S_1 может быть выражен через расчетные параметры вентилятора: коэффициент теоретического давления Ψ_T и коэффициент производительности Φ , $S_1 = \Phi / \Psi_T$, при этом Φ связан с коэффициентом осевой скорости выражением:

$$\Phi_a = \bar{c}_a = \Phi \times (1 - v^2). \quad (3)$$

Очевидно, что чем больше доля динамического давления Ψ_{ω} , определенного по тангенциальной скорости потока за рабочим колесом $\bar{c}_{2u}(\bar{r})$ согласно выражению (4), тем меньше становится параметр S_1 и тем большая часть динамического давления может быть преобразована в статическое за счет установки экрана:

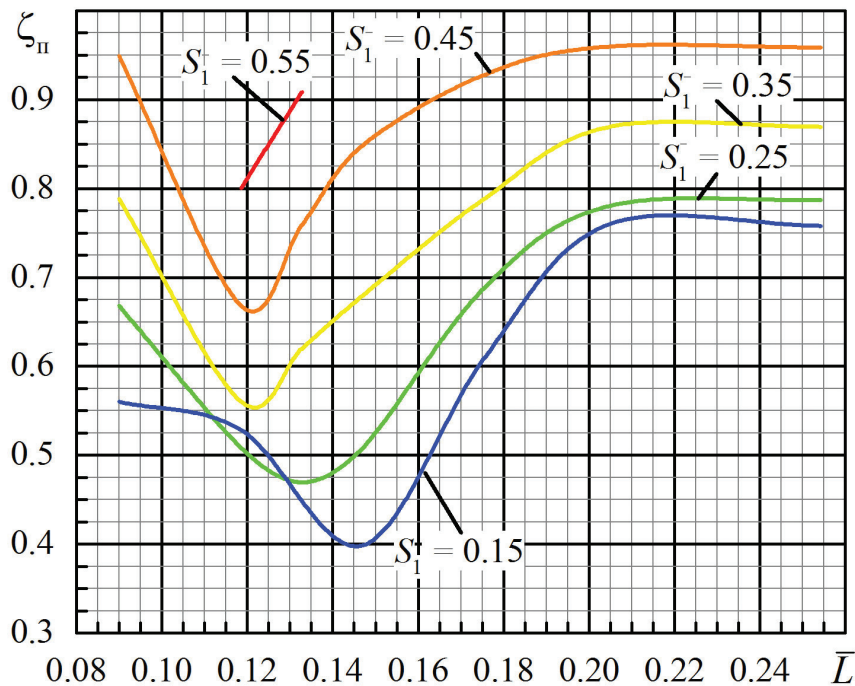


Рис. 2. Зависимость коэффициента полных потерь в осерадиальном диффузоре вентиляторной установки от осевого расстояния \bar{L} и параметра закрутки S_1 для вентилятора с постоянной циркуляцией по длине лопаток

$$\Psi_{\omega} = \frac{\int_1^v \bar{c}_{2u}^2 \bar{c}_{2a} \bar{r} d\bar{r}}{\int_v^1 \bar{c}_{2a} \bar{r} d\bar{r}}. \quad (4)$$

Закономерности течения в осевом вентиляторе описываются системой уравнений движения Эйлера для идеальной несжимаемой жидкости и уравнением неразрывности в турбинной форме, из решения которой в общем случае могут быть получены различные законы изменения по радиусу как осевой скорости \bar{c}_{2a} , так и скорости закручивания потока \bar{c}_{2u} .

В лопаточных машинах обычно задаются изменением \bar{c}_{2u} вдоль радиуса, т. е. функцией $\bar{c}_{2u} = f(\bar{r})$. (Такие зависимости называют *законами закрутки*.) Принятый закон закрутки определяет распределение параметров потока вдоль радиуса лопатки [1, 2].

При проектировании осевых вентиляторов обычно используется закон постоянства циркуляции

$$\bar{\Gamma} = \bar{r}(\bar{c}_{2u} - \bar{c}_{1u}) = \text{const}, \quad (5)$$

где \bar{c}_{1u} — тангенциальная скорость потока на входе в рабочее колесо вентилятора.

Такому распределению циркуляции по длине лопаток соответствует и постоянство осевых скоростей по радиусу (рис. 3):

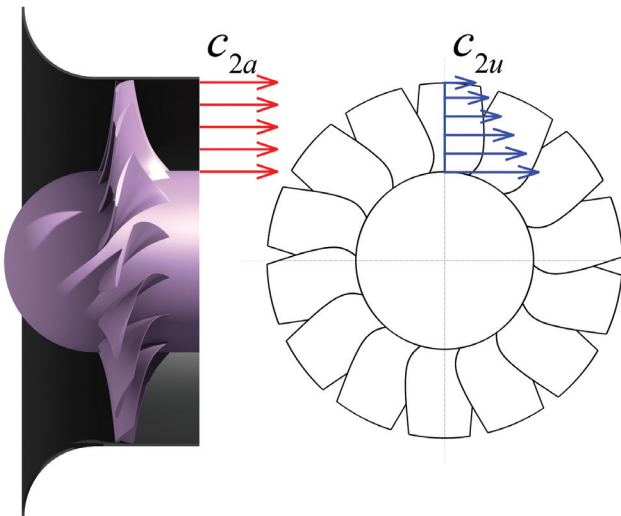


Рис. 3. Эпюры скоростей за вентилятором с постоянной циркуляцией по длине лопаток

$$\bar{c}_{0a} = \bar{c}_{1a} = \bar{c}_{2a} = \bar{c}_a.$$

С учетом формул (4) и (5), а также выражения для коэффициента теоретического давления (работы) вентилятора:

$$\Psi_T = 2\bar{r}(\bar{c}_{2u} - \bar{c}_{1u}), \quad (6)$$

которое может быть получено из уравнения сохранения энергии, принимая осевой вход потока в рабочее колесо $\bar{c}_{1u} = 0$, можно найти коэффициент динамического давления потока Ψ_{ω} за рабочим колесом, определенный по тангенциальной составляющей компоненте скорости потока \bar{c}_{2u} :

$$\Psi_{\omega} = -\frac{2 \ln v \Psi_T^2}{1 - v^2} \frac{1}{4}. \quad (7)$$

Как видно из выражения (7), коэффициент Ψ_{ω} зависит от относительного диаметра втулки вентилятора v . Если принять КПД лопаточной системы на расчетном режиме $\eta_k \sim 85\%$, с учетом того, что

$$\eta_k = \frac{\Psi_s + \varphi_a^2 + \Psi_{\omega}}{\Psi_T}, \quad (8)$$

можно получить, что при относительном диаметре втулки $v = 0,35$ на закручивание струи за рабочим колесом расходуется 26% подводимой работы Ψ_T , а при $v = 0,7$ — всего 15%; остальная энергия тратится на обеспечение статического давления Ψ_s и производительности φ .

Таким образом, вентиляторы с постоянной циркуляцией по длине лопаток могут создавать значительную закрутку потока, необходимую для снижения потерь при установке экрана за рабочим колесом только на режимах, при которых производительность φ значительно ниже расчетных величин. Такие режимы мало интересны с практической точки зрения, поскольку для большинства вентиляторных установок определяющими требованиями являются не только высокие полный КПД вентиляторной установки и коэффициент статического давления Ψ_s , но и коэффициент производительности φ .

Вентиляторы с переменной циркуляцией, у которых поток за рабочим колесом закручен по закону твердого тела

Уравнения, описывающие закономерности течения потока в межлопаточных каналах, имеют и другое решение, согласно которому при постоянстве осевой скорости $c_a(r) = \text{const}$ распределение работы по радиусу, тангенциальной составляющей скорости и циркуляции, для вентилятора без входного и спрямляющего аппаратов подчиняются следующему закону:

$$\begin{cases} \psi_T(\bar{r}) = 2\bar{r}^2; \\ \bar{c}_{2u}(\bar{r}) = \bar{r}; \\ \bar{\Gamma}(\bar{r}) = \bar{r}^2. \end{cases} \quad (9)$$

Такое распределение циркуляции приводит к тому, что поток за рабочим колесом закручен по закону твердого тела, поскольку тангенциальная скорость за рабочим колесом совпадает со скоростью вращения (w — угловая скорость) рабочего колеса (рис. 4).

Значение ψ_T для вентилятора определяется осреднением по ометаемой площади:

$$\psi_T = \frac{2 \int \psi_T(\bar{r}) \bar{r} d\bar{r}}{1 - v^2}. \quad (10)$$

Проинтегрировав (10), с учетом (9) получим:

$$\psi_T = 1 + v^2. \quad (11)$$

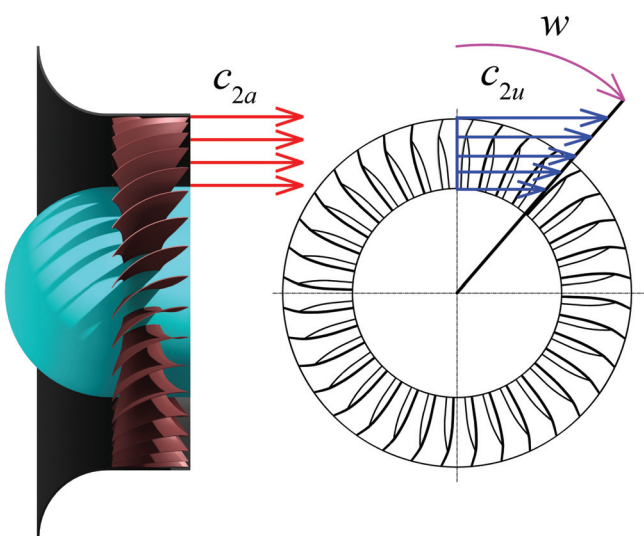


Рис. 4. Эпюры скоростей за вентилятором, с распределением циркуляции по длине лопатки по закону твердого тела

Согласно (4) и (9):

$$\psi_\omega = \frac{1 + v^2}{2}, \quad (12)$$

т.е. на закручивание струи всегда тратится 50% потребляемой мощности, без учета потерь.

Для оценки величин коэффициентов производительности Φ и статического давления ψ_{s3} компактных вентиляторных установок с экраном с учетом выражений (1), (2), (8), (9), (11), (12) и данных, приведенных на рис. 2, был выполнен расчет аэродинамических параметров вентиляторов, у которых поток за рабочим колесом закручен как твердое тело, в широком диапазоне коэффициентов производительности Φ и относительного диаметра втулки v (рис. 5). В расчетах полагалось, что экран расположен на оптимальном осевом расстоянии за рабочим колесом вентилятора $\bar{L}_{\text{опт}}$, т. е. использовалась зависимость вида $\zeta_\pi = f(S_1)$, определенная по минимумам кривых, приведенных на рис. 2.

Согласно этим расчетам можно ожидать значительное возрастание коэффициентов статического давления — более чем в 2.5 раза при установке экрана на выходе за рабочим колесом вентилятора, у которого поток за рабочим колесом закручен как твердое тело, по сравнению со свободным выходом потока. Тем не менее такие вентиляторные установки будут обладать статическим

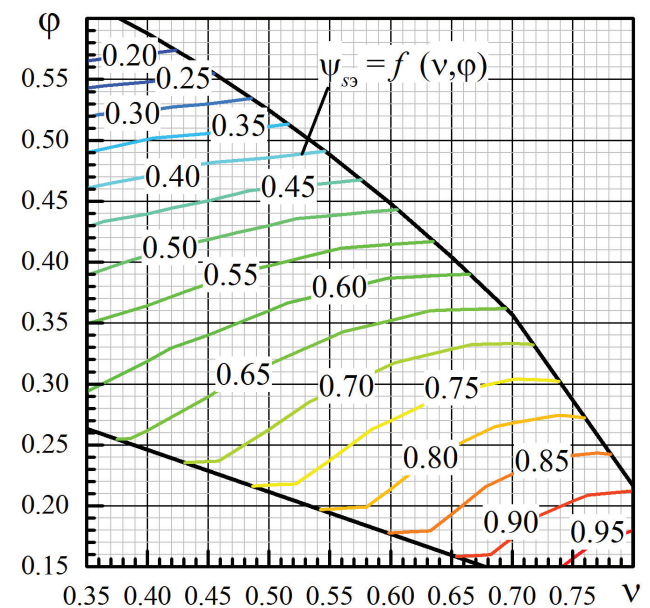


Рис. 5. Зависимость коэффициента статического давления $\psi_{s3} = f(v, \Phi)$ для вентиляторов с экраном, у которых поток за рабочим колесом закручен как твердое тело

КПД, максимально возможная величина которого не превысит 60%. При этом средний показатель увеличения КПД за счет установки экрана составляет 35%.

Определение оптимальных расчетных параметров вентилятора

Как известно [10], на расчетном режиме максимальное давление вентилятора, его полный и особенно статический КПД во многом, а нередко — полностью зависят от предельных значений расчетных параметров. Значениями и сочетанием расчетных параметров — коэффициентов теоретического давления ψ_T и осевой скорости потока φ_a , относительного диаметра втулки v — определяется аэродинамическая нагруженность лопаточных венцов. От предельной аэродинамической нагруженности, превышение которой приводит к развитым отрывным течениям, зависят предельные значения расчетных параметров.

Согласно [10, 11] наиболее полно аэродинамическую нагруженность отражает параметр эквивалентной диффузорности, введенный в [12], характеризующий отношение максимальной скорости на профиле в решетке к скорости выхода потока из решетки:

$$D_{eq} = 1,12 \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} + \frac{0,61}{\tau} \sin (\beta_2 - \beta_1), \quad (13)$$

где β_1, β_2 — углы входа потока в решетку профилей и выхода из нее соответственно; τ — густота решетки профилей.

В [13] на основе анализа результатов экспериментального исследования специально разработанных моделей вентиляторов различных схем была получена зависимость предельной величины D_{eq} от расчетных параметров вентилятора (v, φ_a, ψ_T) для периферийного сечения лопаточного венца, с учетом запаса по газодинамической устойчивости $k_s = 1,3$ [14].

Задача нахождения предельного сочетания расчетных параметров вентилятора, который закручивает поток как твердое тело, сводится к решению системы уравнений, в которую входят выражения (11), (13), зависимость вида $\tau = f(\beta_2, \Delta\beta)$, а также выражения, связывающие расчетные параметры и углы β_1, β_2 [1]. Для решения этой задачи была использована зависимость рекомендо-

ванной величины густоты решеток профилей $\tau = f(\beta_2, \Delta\beta)$ [15].

В результате расчетов была определена зависимость минимальной величины коэффициента осевой скорости $\varphi_{a\min} = f(v)$, дальнейшее уменьшение которой приводит к превышению критерия предельной аэродинамической нагруженности D_{eq} и развитию отрывных течений в периферийной части межлопаточных каналов рабочего колеса вентилятора. С практической точки зрения вместо коэффициентов осевой скорости φ_a удобнее использовать коэффициенты производительности φ , нижняя граница которых была получена для вентиляторов, у которых поток за рабочим колесом закручен как твердое тело (рис. 6, условие безотрывного обтекания), с использованием выражения (3).

Верхняя граница допустимого диапазона расчетных параметров вентилятора может быть определена из условия баланса энергии, подводимой к потоку привтулочными сечениями лопаток рабочего колеса, и кинетической энергии потока. Для этого следует проанализировать, каким образом работа, подводимая механическим приводом к рабочему колесу, передается потоку:

$$\psi_T = \psi_s + \varphi_a^2 + \psi_\omega + \Delta\bar{p}. \quad (14)$$

Энергия, передаваемая потоку лопатками рабочего колеса, расходуется на организацию перепада статического давления между входным и

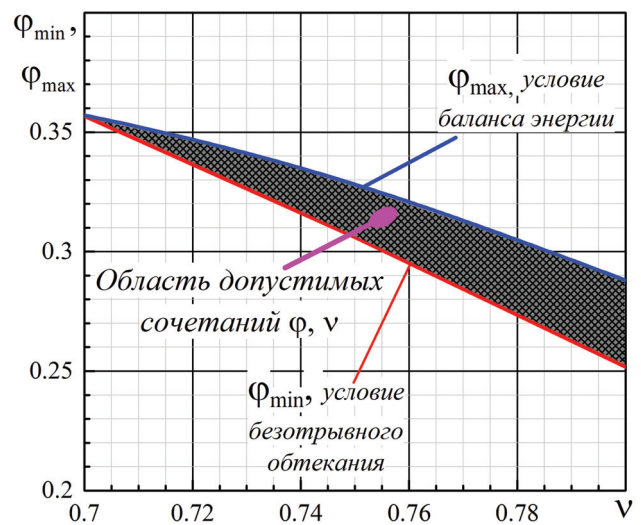


Рис. 6. Диапазон оптимальных расчетных параметров вентиляторов, у которых поток за рабочим колесом закручен как твердое тело

выходным сечениями вентилятора ψ_s , суммарного динамического давления потока $\varphi_a^2 + \psi_\omega$ и преодоления потерь полного давления в межлопаточных каналах $\Delta\bar{p}$. Записанное выражение (14) справедливо как для вентилятора в целом, с учетом осреднений по аналогии с выражением (4), так и для любой цилиндрической струйки тока с пренебрежимо малой толщиной $d\bar{r}$, в том числе в привтулочных или периферийных сечениях.

Характерное отличие рассматриваемых в данной работе вентиляторов от классических вентиляторов, которые рассчитываются на постоянство циркуляции: в рассматриваемых вентиляторных установках энергия, передаваемая потоку лопатками рабочего колеса, значительно уменьшается от периферийных сечений к привтулочным (9), поэтому перепад статического давления ψ_s организуется в основном за счет работы именно периферийных сечений, а в привтулочных работа расходуется на поддержание лишь кинетической энергии потока.

Таким образом, пренебрегая потерями давления в привтулочных сечениях $\Delta\bar{p} = 0$, для предельного случая, когда в привтулочных сечениях $\psi_s \approx 0$, имеем:

$$\varphi_{av}^2 + \psi_{\omega v} \leq \psi_{tv}, \quad (15)$$

где индекс v указывает на то, что выражение (15) записано именно для корневых сечений рабочего колеса вентилятора. Учитывая, что распределение ψ_ω ($\psi_\omega(\bar{r}) = \bar{r}^2$) для вентиляторов, у которых поток за рабочим колесом закручен как твердое тело, имеет фиксированный вид (9), условие баланса энергии для таких вентиляторов можно записать следующим образом:

$$\varphi_{a \max} \leq v \quad \text{или} \quad \varphi_{\max} \leq v(1 - v^2). \quad (16)$$

Полученная зависимость приведена на рис. 6, и в совокупности с ограничением по критерию предельной аэродинамической нагруженности для периферийных сечений она определяет диапазон оптимальных сочетаний расчетных параметров v и φ_a (φ) для вентиляторов, у которых поток за рабочим колесом закручен как твердое тело.

Экспериментальные исследования опытной вентиляторной установки

С целью проверки достоверности диапазона расчетных параметров (рис. 6), а также для подтверждения теоретических параметров вентиляторной установки с экраном, приведенных на рис. 5, были выполнены экспериментальные исследования вентилятора с расчетными параметрами: $v = 0,7$ и $\varphi_a = 0,6$ ($\varphi = 0,306$) — это соответствует среднему значению коэффициента теоретического давления $\psi_T = 1,49$, значению параметра $S_1 = 0,205$ и практически вдвое большей закрутке потока за рабочим колесом, по сравнению с вентиляторами, исследованными ранее [5, 7, 8, 10] на предмет влияния натекания закрученной струи на плоский экран (вентиляторы с постоянной циркуляцией).

При оценке повышения аэродинамических параметров вентиляторной установки за счет осердиального диффузора была принята величина коэффициента полных потерь $\zeta_n = 0,44$ (см. рис. 2), что соответствует росту коэффициента статического давления до $\psi_{s3} \sim 0,725$ (см. рис. 5). Такое высокое значение коэффициента статического давления в одноступенчатых осевых вентиляторах с постоянной циркуляцией можно получить только установкой диффузора на выходе за вентилятором, размеры которого превышают размеры самого вентилятора, а лопаточная система должна в себя включать по крайней мере спрямляющий аппарат, дополнительно увеличивающий осевые габариты вентиляторной установки.

Отметим, что первый расчетный параметр — относительный диаметр втулки v — был выбран исключительно по техническим соображениям. В универсальную оснастку стенда лаборатории дозвуковой внутренней аэродинамики НИМК ЦАГИ К-1, на котором проводились исследования, входит набор универсальных колец для крепления лопаток на втулке вентилятора, однако самое большое кольцо имеет диаметр 490 мм, что соответствует максимальной конструктивной величине относительного диаметра втулки $v = 0,7$, при стандартном диаметре лопаточной системы $D_v = 700$ мм.

Второй расчетный параметр — коэффициент производительности φ — неслучайно был выбран немного заниженным, по сравнению с рекомендованной величиной φ_{\min} (рис. 6). Основная проблема в том, что точную величину потерь полного давления $\Delta\bar{p}$ для привтулочных сечений рабо-

чего колеса осевого вентилятора определить трудно [16, 17] и обычно этот параметр выбирается на основе результатов экспериментальных исследований других вентиляторов. Согласно имеющимся данным, значение $\Delta\bar{p} = 0,149$ было выбрано с некоторым запасом, что привело к заниженному коэффициенту производительности $\phi = 0,306$ и позволило выполнить ограничение по ϕ_{\max} (16) с учетом потерь полного давления $\Delta\bar{p}$.

Второе ограничение по минимальной величине коэффициента производительности ϕ_{\min} было определено с учетом запаса по газодинамической устойчивости вентилятора на расчетном режиме и носит более рекомендательный характер по сравнению с условием баланса энергии, поэтому при незначительном отклонении от оптимальной величины ϕ_{\min} следует ожидать лишь уменьшения запаса до срыва и сужения диапазона эксплуатационных режимов вентиляторной установки.

Выбранные расчетные параметры опытного вентилятора полностью определяют геометрию лопаточной системы, повлиять на которую можно лишь выбором толщины профилей $\bar{c}(\bar{r})$, распределением углов атаки $\alpha(\bar{r})$ и густоты решеток профилей $\tau(\bar{r})$ вдоль радиуса, количеством лопаток. Эти параметры можно найти, используя результаты продувок неподвижных и вращающихся решеток профилей, к примеру [15, 18], и др. Углы установки $\theta(\bar{r})$ и кривизны профилей $\bar{f}(\bar{r})$ определялись с использованием метода дискретных вихрей [19, 20], по методике, подробно опи-



Рис. 7. Общий вид опытной модели рабочего колеса вентилятора

санной в [1]. В итоге была определена геометрия поверхности опытного рабочего колеса (рис. 7), выполнено его изготовление и монтаж на испытательный стенд.

Основные аэродинамические параметры объектов испытаний определялись в соответствии с [21]: расход воздуха измерялся по разрежению во входном расходомерном коллекторе стенда, а статическое давление — по разрежению в успокоительной камере стенда (рис. 8). Замеры давления проводились микроманометрами ЦАГИ. Управление расходом воздуха через камеру осуществля-

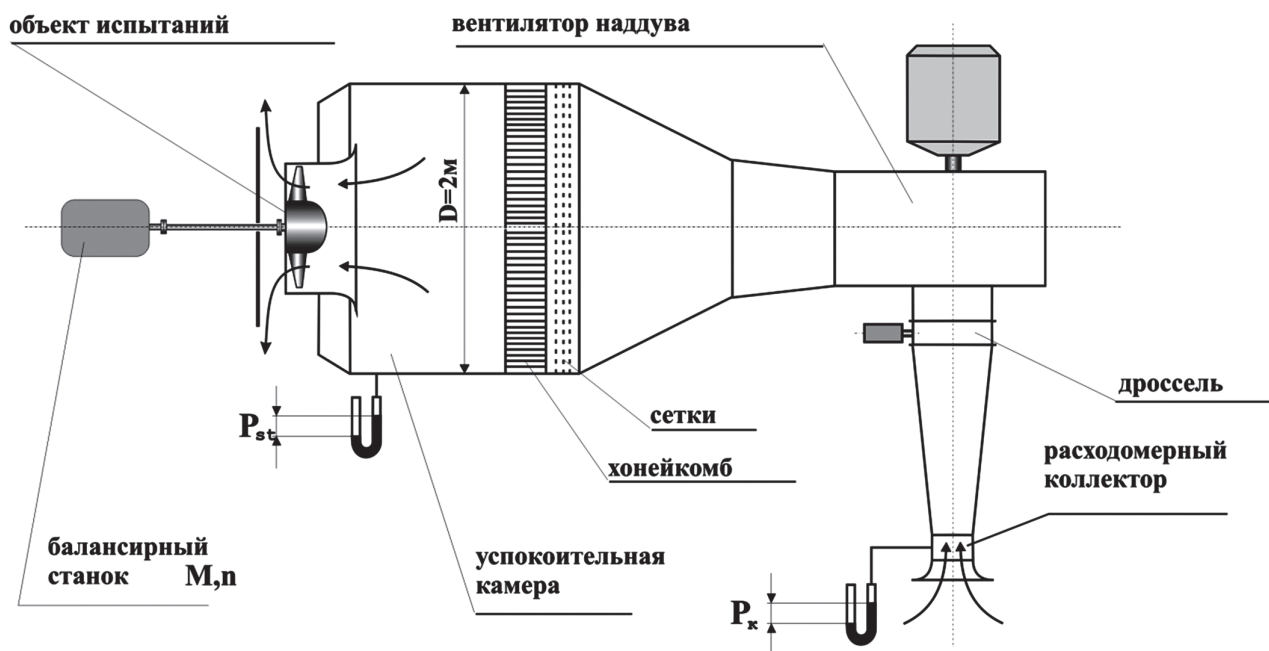


Рис. 8. Схема стенда К-1 для определения аэродинамических характеристик осевых вентиляторов и вентиляторных установок

лось дросселем путем изменения положения его заслонки и изменения частоты вращения вентилятора наддува: максимальному расходу соответствуют открытое положение дросселя и максимальная частота вращения вентилятора, минимальному расходу — дроссельная заслонка в максимально закрытом положении, вентилятор наддува работает на минимальных оборотах.

Погрешности определения аэродинамических параметров вентилятора находились в соответствии с [21] и не превышали 1,5%.

Модель вентилятора диаметром 700 мм, у которого поток на выходе за рабочим колесом закручен как твердое тело, испытывалась в двух вариантах — со свободным выходом и с осерадальным диффузором, образованным выходным коллектором и плоским экраном (см. рис. 1). На установке с экраном интегральные аэродинамические характеристики были получены для широкого

диапазона осевых расстояний $\bar{L} \in [0,09; 0,254]$, при этом указывая на характеристиках $\bar{L} = \infty$, имели в виду вентилятор со свободным выходом потока. Характеристики вентиляторных установок по статическому давлению для относительных осевых расстояний $\bar{L} = 0,09$, $\bar{L} = 0,104$, $\bar{L} = 0,118$, $\bar{L} = 0,176$, $\bar{L} = 0,254$ и $\bar{L} = \infty$ приведены на рис. 9.

Следует отметить, что мощностная характеристика $\lambda(\varphi)$ не зависит от наличия экрана, растет практически линейно с увеличением расхода воздуха и имеет вид, как у центробежных вентиляторов с загнутыми вперед лопатками. Исходя из того, что эти характеристики практически совпадают для испытанных вентиляторных установок, можно сделать вывод, что влияние экрана на течение в межлопаточных каналах сказывается незначительно, т.е. структура течения в межлопаточных каналах рабочего колеса у вентиляторов с экраном и без него — одинаковое.

Для вентилятора со свободным выходом при расчетной величине коэффициента производительности $\varphi = 0,306$ расчетная точка находится на рабочей ветке аэродинамической характеристики, однако на границе срыва, что и предполагалось. В этой точке получены невысокие значения коэффициента статического давления ψ_s и, соответственно, статического КПД вентилятора η_s .

Очевидно, что осерадальный диффузор с экраном за рабочим колесом вентилятора значительно изменяет характеристики вентиляторной

установки по статическому давлению. Так, при максимальном расстоянии до экрана $\bar{L} = 0,254$, для которого проводились экспериментальные исследования в данной работе, наблюдается возрастание аэродинамических параметров. Уменьшение расстояния до экрана \bar{L} до $\bar{L}_{\text{опт}} = 0,104$ приводит к тому, что коэффициент статического давления достигает своей максимальной величины $\psi_s = 0,78$, а статический КПД $\eta_s > 50\%$, что соответствует ожидаемым значениям (см. рис. 5). С уменьшением расстояния до экрана \bar{L} растет влияние выходных элементов вентиляторной установки на аэродинамические характеристики вентилятора. Зона гистерезиса начинает смещаться в сторону больших величин коэффициентов производительности φ с одновременным увеличением ее диапазона. В целом можно считать оптимальными следующие эксплуатационные параметры такой вентиляторной установки: $\bar{L} = 0,104$, $\varphi = 0,35$, при которых достигаются $\psi_s = 0,7$ и $\eta_s = 0,5$.

На рис. 10 приведено сравнение интегральных аэродинамических параметров вентиляторных установок с экраном с различными распределениями циркуляции по длине лопаток (см. рис. 3 и 4). Аэродинамические параметры вентиляторной установки с постоянной циркуляцией были получены в [8]. Из анализа рис. 10 следует, что опытная вентиляторная установка, которая может быть использована в системах охлаждения различной техники, имеет существенные преимущества по сравнению с вентиляторной установкой, рассчитанной на постоянную циркуляцию по длине лопаток, а именно:

- при сохранении окружной скорости вращения рабочего колеса U_k и объемного расхода воздуха через вентиляторную установку Q возможно уменьшение диаметра вентилятора D_v на 40%;

- в системах охлаждения за счет увеличения коэффициента давления ψ_s на 180% возможно использование более плотных матриц теплообменников, что уменьшит их габариты;

- с учетом того, что энергия, потребляемая вентилятором системы охлаждения, составляет ~3% от мощности силовой установки, снижение КПД на 20% является несущественным по сравнению с ростом других параметров вентиляторов с распределением циркуляции по длине лопаток по закону твердого тела.

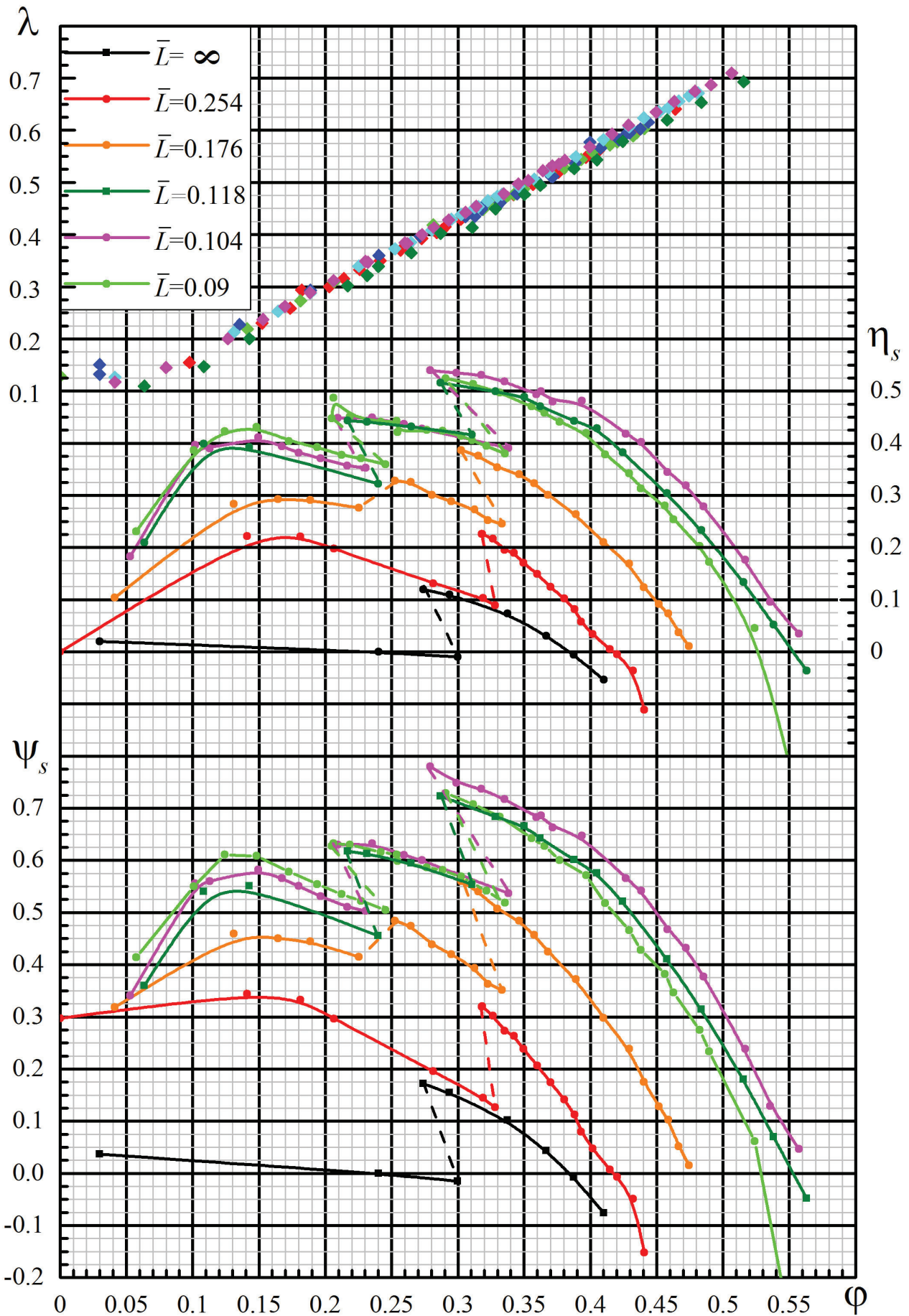


Рис. 9. Аэродинамические характеристики вентилятора по статическому давлению и мощности

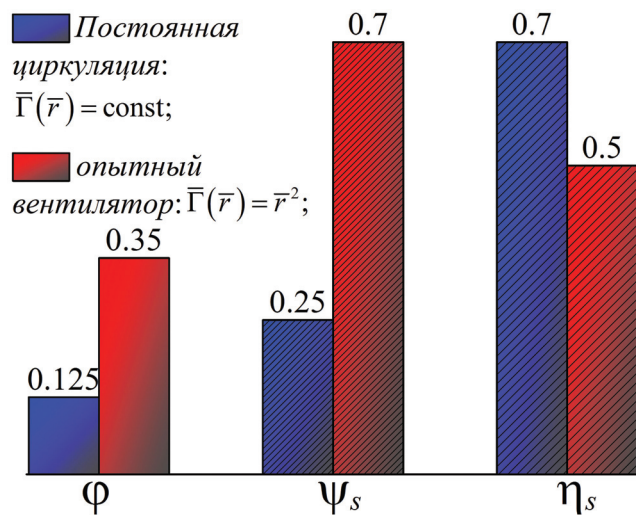


Рис. 10. Сравнение интегральных аэродинамических параметров компактных вентиляторных установок с экраном, в которых рабочие колеса имеют постоянное $\bar{\Gamma}(\bar{r}) = \text{const}$ и переменное $\bar{\Gamma}(\bar{r}) = \bar{r}^2$ распределение циркуляции по длине лопаток

Выводы

Рассмотрены способы повышения аэродинамических характеристик вентиляторных установок при снижении осевых габаритов выходных элементов. Уменьшить осевые габариты позволяет установка осерадиального диффузора, образованного выходным коллектором вентилятора и плоским экраном, установленным за рабочим колесом, а повышение аэродинамических характеристик — статического КПД η_s и коэффициента давления Ψ_s — происходит за счет эффекта преобразования динамического давления закрученной струи за рабочим колесом в статическое, который проявляется при определенном сочетании геометрических и кинематических параметров подобных вентиляторных установок.

Показано, что в вентиляторных установках с экраном, в которых поток за рабочим колесом закручен по закону твердого тела, могут быть реализованы чрезвычайно высокие коэффициенты давления. При установке экрана решается проблема профилирования спрямляющего аппарата для таких вентиляторов.

Выполнен подробный анализ параметров вентиляторов, при проектировании которых применяется переменное распределение циркуляции по длине лопаток рабочего колеса, что позволяет получать высокие аэродинамические параметры в компактных установках. Определен диапазон оптимальных расчетных параметров для таких

вентиляторов: коэффициента производительности Φ , относительного диаметра втулки v , в котором обеспечивается предельная аэродинамическая нагруженность лопаточных венцов и выполняется условие баланса энергии в привтулочных сечениях. Найденный в работе диапазон оптимальных расчетных параметров может быть использован при расчете компактных вентиляторных установок систем охлаждения и нагнетателей для аппаратов на воздушной подушке.

Теоретические и аналитические зависимости подтверждены результатами экспериментальных исследований. На основе экспериментальных исследований установлено, что интегральные аэродинамические параметры опытной вентиляторной установки с экраном значительно выше, чем у аналогичной установки, рассчитанной на постоянство циркуляции. Предлагаемая в данной работе опытная вентиляторная установка, состоящая из рабочего колеса и экрана, развивает высокие величины и коэффициента производительности Φ , и коэффициента статического давления Ψ_s при существенно меньших осевых габаритах по сравнению с классическими схемами с кольцевыми диффузорами, входными направляющими и спрямляющими аппаратами.

Представленные в данной статье исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках проекта № 9.7170.2017/8.9.

Библиографический список

1. Брусиловский И.В. Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов // Труды ЦАГИ. Вып. 2650. — М.: Издательский отдел ЦАГИ, 2004. — 275 с.
2. Cumpsty N.A. Compressor Aerodynamics. — 2nd edition. — Malabar, Florida: Krieger Pub Co, 2004. — 552 p.
3. Wallis R.A. Axial Flow Fans and Ducts. — Hoboken, New Jersey, USA: Wiley-Interscience, 1983. — 431 p.
4. Ткаченко А.Ю., Филинов Е.П. Повышение эффективности газотурбинной установки для нового поколения газотурбовоза // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 143-151.
5. Глушков Т.Д., Митрофович В.В., Сустин С.А. Исследование течения в осерадиальном диффузоре за осевым вентилятором // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 8. С. 10-15.
6. Васенина П.М., Глушков Т.Д., Исакович С.А., Ковальчук К.В., Митрофович В.В., Онин А.Ю., Сустин С.А. Расчетные и экспериментальные исследования аэродинамики многопоточных систем охлаждения

- силовой установки вертолетов // XXVIII научно-техническая конференция по аэродинамике: Сборник трудов конференции (п. Володарского, 20-21 апреля 2017). — Жуковский: Изд-во ЦАГИ им. профессора Н.Е. Жуковского, 2017. С. 74.
7. *Сустин С.А.* Методика проектирования осевого вентилятора с осерадиальным диффузором в условиях жестких ограничений по габаритам // Компрессорная техника и пневматика. 2014. №2. С. 15-18.
 8. *Сустин С.А.* Повышение эффективности осевых ступеней, работающих в стесненных условиях // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 6. С. 40-45.
 9. *Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N.* Swirl flows. — Tunbridge Wells, England: Abacus Press, 1984. — 475 p.
 10. *Митрофьевич В.В.* Определение предельных расчетных параметров осевых вентиляторов с высоким статическим КПД // Промышленная аэродинамика. 1991. № 4. С. 260-280.
 11. *Dixon S.L., Hall C.A.* Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. — 7th Edition. — Elsevier Inc., USA, 2014. — 556 p. DOI: 10.1016/C2011-0-05059-7
 12. *Lieblein S.* Loss and stall analysis of compressor cascades // Journal of basic engineering. 1959. Vol. 81. No. 3, pp. 387-400. DOI: 10.1115/1.4008481
 13. *Брусиловский И.В.* Определение предельных расчетных параметров осевых вентиляторов // Промышленная аэродинамика. 1975. № 32. С. 123-146.
 14. *Jouini D.B.M., Sjolander S.A., Moustapha S.H.* Aerodynamic Performance of a Transonic Turbine Cascade at Off-Design Conditions // Journal of Turbomachinery. 2001. Vol. 123. No. 3, pp. 510-518. DOI: 10.1115/1.1370157
 15. *Бунимович А.И., Святогоров А.А.* Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при дозвуковой скорости // Лопаточные машины и струйные аппараты. 1967. № 2. С. 36-39.
 16. *Dong Y., Gallimore S.J., Hodson H.P.* Three-Dimensional Flows and Loss Reduction in Axial Compressors // Journal of Turbomachinery. 1987. Vol. 109. No. 3, pp. 354-361. DOI: 10.1115/1.3262113
 17. *Leggett J., Priebe S., Shabbir A., Michelassi V., Sandberg R.D., Richardson E.* Loss Prediction in an Axial Compressor Cascade at Off-Design Incidences With Free Stream Disturbances Using Large Eddy Simulation // Journal of Turbomachinery. 2018. Vol. 140. No. 7, pp. 1-13. DOI: 10.1115/1.4039807
 18. *Panchal S., Mayavanshi V.* Experimental Study of Flow through Compressor Cascade // Case Studies in Thermal Engineering. 2017. Vol. 10, pp. 234-243. DOI: 10.1016/j.csite.2017.05.002
 19. *Lin H., Vezza M., McD. Galbraith R.A.* Discrete Vortex Method for Simulating Unsteady Flow Around Pitching Aerofoils // AIAA Journal. 1997. Vol. 35. No. 3, pp. 494-499. DOI: 10.2514/2.122
 20. *Московко Ю.Г.* Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентиляторов с профилями лопаток специальной формы: Дисс. ... канд. техн. наук. — СПб.: С.-Петерб. гос. политехн. ун-т, 2011. — 149 с.
 21. ГОСТ 10921-90. Государственный стандарт СССР. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. — М.: Издательство стандартов, 1991. — 35 с.

THE STUDY OF COMPACT FAN INSTALLATIONS WITH VARIABLE CIRCULATION DISTRIBUTION ALONG BLADE LENGTH

Glushkov T.D.

*Central Aerohydrodynamic Institute named after N.E. Zhukovsky (TsAGI),
1, Zhukovsky str., Zhukovsky, Moscow Region, 140180, Russia
e-mail: dianno@bk.ru*

Abstract

At present, there is an undeniable demand for developing new prospective layouts of various cooling systems and lifting complexes for air-cushion units, in which a flat barrier of substantial size (a screen, air duct, radiator) is being placed behind the axial fan. This problem can be solved by the effect of kinetic energy conversion of the swirling flow behind the impeller into the static pressure, observed in axial-

radial diffusors, formed by the fan outlet manifold and a flat barrier, upon which the flow is ingoing. Implementation of such structures of fan installations allows not only preserving high energy-efficiency of the fan installations but as a whole, but significantly reduce their axial size as well.

The main parameter affecting the efficiency of the swirled flow dynamic pressure into static pressure conversion is the flow swirl intensity, characterized by

the Rossby number, since with its increase, the total pressure loss in the axial radial diffuser decreases. The article demonstrates that namely fans with the said circulation distribution along the blades length implementation, whereby the flow is swirled by the law of the solid body, is expedient in such kind of fan installations. These fans swirling intensity can reach much higher intensity compared to those, for which classical methodology for the constant circulation is used while aerodynamic design.

Based on the available experimental data on the swirling flow total pressure loss in axial radial diffusers, calculation was performed for aerodynamic parameters of compact fan installations with variable circulation in the wide range of calculated parameters such as flow rate and hub-to-shroud rate, which finally determine the blade shape geometry. According to the obtained results, the installations under consideration can develop rather high for axial fans static pressure rate at a minimum axial size.

An additional analysis of fans with variable circulation revealed two limitations that significantly narrowed the range of design parameters.

The first limitation is stipulated by the criterion of the aerodynamic load limit of blades system, characterized by the value of equivalent diffusion cascade D_{eq} . Exceeding the D_{eq} maximum value for peripheral cascades may lead to the high intensive separated flow path of the rotor. Unlike the classical fans with constant circulation, the diffusion cascade criterion for the fans under consideration does not depend on the design parameters, and, eventually, determines the minimum value of the axial velocity, at which this limitation is fulfilled.

The second restriction is determined by the energy balance condition: the total kinetic energy of the flow should not exceed the energy transferred to the flow by the rotor blades. This problem manifests especially pointedly in the near-hub sections, since unlike the fans with the constant circulation, the quantity of energy transferred to the flow by the blades in the fans, which swirl the flow by the solid body law, reduces from shroud to the hub. Overall, this limitation determines the maximum value of the axial velocity coefficient and the range of optimal design parameters of considered fans.

With account for the analysis being done, the aerodynamic designing of the experimental fan was performed and studied experimentally. The obtained results reflected the main concepts used in aerodynamic design. Significantly higher values of pressure ratio and flow rate were obtained on the experimental fan installation compared to the similar

compact fan units, designed employing the classical technique for constant circulation.

Keywords: Axial fan, fan installation, rotor, axial-radial diffuser, variable circulation.

References

1. Brusilovskii I.V. *Trudy TsAGI*. Issue 2650, Moscow, Izdatel'skii otdel TsAGI, 2004, 275 p.
2. Cumpsty N.A. *Compressor Aerodynamics*. 2nd edition. Malabar, Florida, Krieger Pub Co, 2004, 552 p.
3. Wallis R.A. *Axial Flow Fans and Ducts*. Hoboken, New Jersey, USA, Wiley-Interscience, 1983, 431 p.
4. Tkachenko A.Yu., Filinov E.P. Gas turbine unit efficiency upgrading for gas-turbine locomotive of a new generation. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 1, pp. 143-151.
5. Glushkov T.D., Mitrofovich V.V., Sustin S.A. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 8, pp. 10-15.
6. Vasenina P.M., Glushkov T.D., Isakovich S.A., Koval'chuk K.V., Mitrofovich V.V., Onin A.Yu., Sustin S.A. *Materialy XXVIII nauchno-tekhnicheskoi konferentsii po aerodinamike (p. Volodarskogo, 20-21 April 2017)*. Zhukovskii, TsAGI im. professora N.E. Zhukovskogo, 2017, p. 74.
7. Sustin S.A. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2014, no. 2, pp. 15-18.
8. Sustin S.A. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2013, no. 6, pp. 40-45.
9. Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N. *Swirl flows*. Tunbridge Wells, England, Abacus Press, 1984, 475 p.
10. Mitrofovich V.V. *Promyshlennaya aerodinamika*, 1991, no. 4, pp. 260-280.
11. Dixon S.L., Hall C.A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7th Edition. Elsevier Inc., USA, 2014, 556 p. DOI: 10.1016/C2011-0-05059-7
12. Lieblein S. Loss and stall analysis of compressor cascades. *Journal of basic engineering*, 1959, vol. 81, no. 3, pp. 387-400. DOI: 10.1115/1.4008481
13. Brusilovskii I.V. *Promyshlennaya aerodinamika*, 1975, no. 32, pp. 123-146.
14. Jouini D.B.M., Sjolander S.A., Moustapha S.H. Aerodynamic Performance of a Transonic Turbine Cascade at Off-Design Conditions. *Journal of Turbomachinery*, 2001, vol. 123, no. 3, pp. 510-518. DOI: 10.1115/1.1370157
15. Bunimovich A.I., Svyatogorov A.A. *Lopatochnye mashiny i struinye apparaty*, 1967, no. 2, pp. 36-39.
16. Dong Y., Gallimore S.J., Hodson H.P. Three-Dimensional Flows and Loss Reduction in Axial Compressors. *Journal of Turbomachinery*, 1987, vol. 109, no. 3, pp. 354-361. DOI: 10.1115/1.3262113
17. Leggett J., Priebe S., Shabbir A., Michelassi V., Sandberg R.D., Richardson E. Loss Prediction in an Axial Compressor Cascade at Off-Design Incidences With Free Stream Disturbances Using Large Eddy

- Simulation. *Journal of Turbomachinery*, 2018, vol. 140, no. 7, pp. 1-13. DOI: 10.1115/1.4039807
18. Panchal S., Mayavanshi V. Experimental Study of Flow through Compressor Cascade. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2017, vol. 10, pp. 234-243. DOI: 10.1016/j.csite.2017.05.002
19. Lin H., Vezza M., McD. Galbraith R.A. Discrete Vortex Method for Simulating Unsteady Flow Around Pitching Aerofoils. *AIAA Journal*, 1997, vol. 35, no. 3, pp. 494-499. DOI: 10.2514/2.122
20. Moskovko Yu.G. *Metodika proektirovaniya i razrabotka energoeffektivnykh osevykh ventilyatorov s profilyami lopatok spetsial'noi formy* (Design methodology and development of energy-efficient axial fans with special shaped blade profiles), Doctor's thesis, Saint Petersburg, Sankt-Petersburgskii gosudarstvennyi politekhnicheskii universitet, 2011, 149 p.
21. *Gosudarstvennyi standart SSSR. Ventilyatory radial'nye i osevye. Metody aerodinamicheskikh ispytaniy. GOST 10921-90* (Radial and axial fans. Aerodynamic testing methods. State Standard 10921-90), Moscow, Standarty, 1991, 35 p.